



SKRIPSI – ME 141501

**ANALISA MISALIGNMENT SHAFT PROPELLER
DENGAN METODE TORSI VIBRATION ANALISIS**

Margalando Mardha Supha
NRP. 4213 105 002

Dosen Pembimbing
Irfan Syarif Arief, ST., MT.
Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016



FINAL PROJECT - ME 141501

**ANALISA MISALIGNMENT SHAFT PROPELLER
WITH METHODE TORQUE VIBRATION ANALYSIS**

**Margalando Mardha Supha
NRP. 4213 105 002**

**Lectures
Irfan Syarif Arief, ST., MT.
Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.**

**DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2016**



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA MISALIGNMENT SHAFT PROPELLER DENGAN METODE TORSI VIBRATION ANALISIS

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Manufacture And Design* (MMD)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Margalando Mardha Supha
NRP 4213 105 002

Disetujui oleh Pembimbing Skripsi :

Irfan Syarif Arief, ST, MT.
NIP : 1969 1225 1997 02 1001

Ir. Agoes Santoso, M.Sc, M.Phil.
NIP : 1968 0928 1991 02 1001

SURABAYA
Januari, 2016



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA MISALIGNMENT SHAFT PROPELLER DENGAN METODE TORSI VIBRATION ANALISIS

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Manufacture And Design* (MMD)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Margalando Mardha Supha

NRP 4213 105 002

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Dr. Eng. M Badrus Zaman ST, MT

NIP : 1977 0802 2008 01 1007



SURABAYA

Januari, 2016

KATA PENGANTAR

Puji Tuhan atas segala anugerah dan hikmahnya, sehingga penulis dapat menyelesaikan dengan baik skripsi yang berjudul “Analisa misalignment Shaft Propeller Dengan Metode Torsi Vibration Analisis”

Skripsi ini disusun guna memenuhi persyaratan dalam menyelesaikan *study* Kesarjanaan (S-1) di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, ITS Surabaya. Oleh karenanya penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar - besarnya kepada:

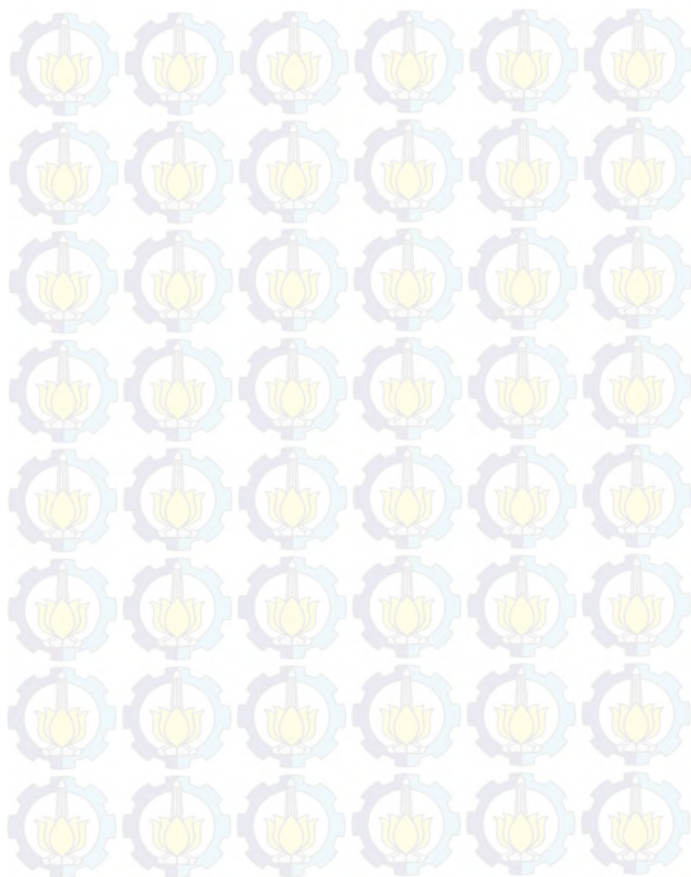
1. Kedua orang tua dan keluarga atas kasih sayang, doa dan dukungan.
2. Bapak Dr.Eng. M Badrus Zaman,ST.MT. selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan - FTK ITS Surabaya.
3. Bapak Irfan Syarif Arief, ST, MT. serta Ir. H. Agoes Santoso, M.Sc, M.Phil.selaku dosen pembimbing. Terima kasih atas kesabaran, waktu dan ilmu dalam membimbing serta pengarahan. Penulis mohon maaf atas segala kekhilafan dan kesalahan.
4. Bapak Trika Pitana ST. M.Sc. selaku koordinator Skripsi, dan seluruh dosen tim penguji Skripsi bidang studi *Marine Manufacture And Design* (MMD), yang telah bersedia mengevaluasi seluruh pengerjaan Skripsi ini.
5. Bapak Beni Cahyono ST, MT. selaku dosen wali selama saya memulai di bangku perkuliahan sampai selesai.
6. Orang tua,keluarga,kekasih dan teman-teman Lj2013 yang telah mendukung dan memberikan doa untuk kelancaran Tugas Akhir ini.
7. Semua pihak yang belum sempat disebut diatas, kami ucapkan terima kasih.

Penulis menyadari bahwasanya dalam pengerjaan serta pendokumentasian skripsi masih jauh dari kesempurnaan, sehingga penulis sangat mengharapkan masukan serta saran yang membangun, guna menambah kelengkapan dan kesempurnaan untuk masa yang akan datang, semoga laporan skripsi ini bisa bermanfaat bagi penulis dan pembaca.

Surabaya,

Januari 2016

Penulis.



Analisa Misalignment Coupling Shaft Propeller dengan Dengan Metode TVA

Nama Mahasiswa : Margalando Mardha Supha
NRP : 4213 105 002
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing : Irfan Syarif Arief, ST, MT.
: Ir. Agoes Santoso, M.Sc, M.Phil.

Abstrak

Pada suatu perencanaan kapal atau proses pembangunan kapal baru Maupun repair ini akan dilakukan proses Alignment dimana Alignment adalah suatu pekerjaan yang meluruskan / mensejajarkan dua sumbu poros lurus (antara poros penggerak dengan sumbu poros yang digerakkan) pada waktu peralatan itu beroperasi, Tetapi dalam kenyataan, pengertian lurus tidak bisa didapatkan 100%. Untuk itu harus diberikan toleransi kurang dari 0,05 mm, dimana 0,05 mm diterapkan pada class GL pada saat saya sedang bekerja, adapun pula class yang memeberikan toleransi 0,08 mm. dengan adanya perbedaan miss alignment 0,05 mm dan 0,08 mm, maka dari itu saya menganalisa miss alignment 0,05 mm dan 0,08 mm shaft propeller dengan metode TVA. Hal ini dilakukan berdasarkan banyaknya proses Alignment pada pembangunan kapal baru maupun Kapal repair Khususnya pada Coupling Shaft Propeller.

Kata Kunci : *Analisa misalignment , TVA*

Analisa Misalignment Coupling Shaft Propeller With Methode TVA

Student Name : Margalando Mardha Supha
NRP : 4213 105 002
Department : Teknik Sistem Perkapalan
Lecture : Irfan Syarif Arief, ST, MT.
: Ir. Agoes Santoso, M.Sc, M.Phil.

Abstrack

At a planning boat or the construction of new vessels Nor repair will be done the alignment where the alignment is an important work, straightening / aligning the two axes straight shaft (between the drive shaft with the axis of the shaft driven) at the time the equipment was operating, but in reality, understanding straight can not be obtained 100%. To that must be given tolerances of less than 0.05 mm, 0.05 mm which is applied to the GL class at the time I was working, as well as for tolerance class memeberikan 0.08 mm.dengan the miss alignment difference of 0.05 mm and 0, 08 mm, and therefore I analyzed the miss alignment of 0.05 mm and 0.08 mm propeller shaft with TVA method. This is done based on the number of process Alignment in new shipbuilding and ship repair Particularly on Propeller Shaft Coupling.

Keywords: Analysis of misalignment, TVA



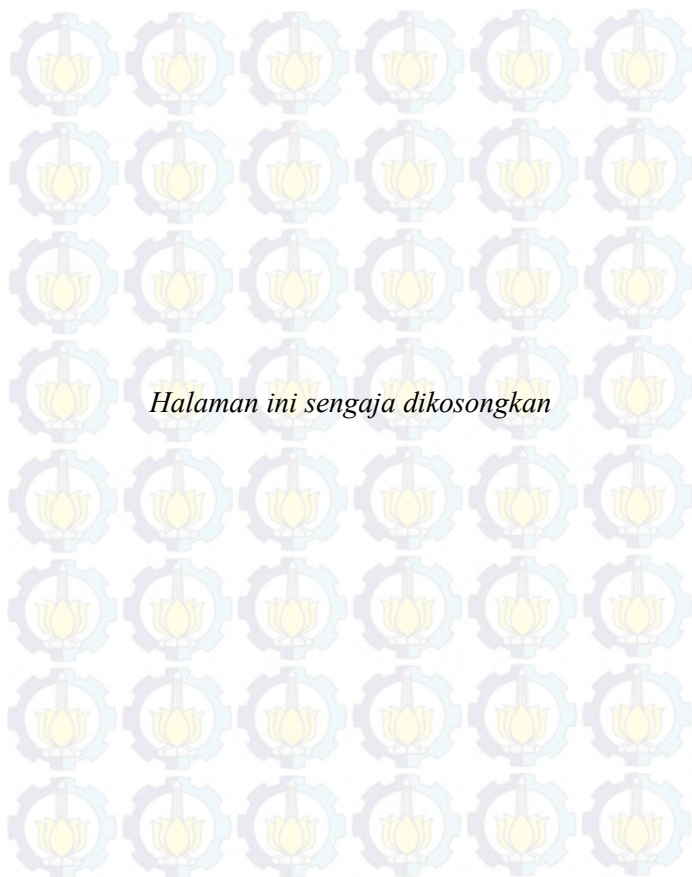
DAFTAR ISI

BAB I PENDAHULUAN	1
1.1.Latar Belakang	1
1.2.Perumusan Masalah	3
1.3.Batasan	3
1.4.Tujuan	3
1.5.Manfaat	4
 BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1.Alignment	7
2.1.1.Macam Alignment	9
2.2.TVA	10
2.3. <i>Getaran</i>	11
2.4. <i>Coupling Shaft</i>	11
2.5.Amplitudo	11
2.6.Hukum Newton	12
2.7.Konsep Dasar Getaran	13
2.8.Karakteristik Getaran	14
2.8.1.Frekuensi Getaran	15
2.8.2.Perpindahan Getaran	15
2.8.3.Kecepatan Geataran	15
2.8.4.Phase Getaran	16
2.9.Getaran Degree	16
2.10.Isolasi Getaran	17
2.11.Bagian Poros	19
2.12.Standart ABS	19
2.13.RMS Amplitudo	22
 BAB III METODOLOGI	25
3.1.Diagram Alur Pengerjaan	26
3.2.Identifikasi	26
3.3.Pengumpulan Data	26
3.4.Studi Literatur	27

3.5.Perhitungan	27
3.6.Perancangan Model.....	27
3.7.Kesimpulan	28
3.8.Jadwal Pelaksanaan.....	28
 BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	29
4.1.Perancangan ukuran <i>Shaft propeller</i>	29
4.2.Proses Meshing	30
4.3.Proses force	31
4.4.Proses support	32
4.5.Hasil Analisa	32
4.4.Hasil Analisa	33
4.6.Hasil Analisa	33
4.7.Frekuensi Natural Poros Tidak lurus	34
4.8.Hasil Analisa	35
4.9.Hasil Analisa	36
4.10.Frekuensi Natural Poros Lurus	37
4.11.Hasil Analisa	38
4.12.Perhitungan Shaft Propeller	43
 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	47
5.1.Kesimpulan	47
5.2.Saran	48

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1.Macam-macam misalignment	2
Gambar 2.1.1.1. Macam-macam misalignment	8
Gambar 2.5.1.Getaran Amplitudo.....	11
Gambar 2.7.1.Contoh Konsep Getaran.....	13
Gambar 2.9.1.Getaran dengan satu derajat.....	16
Gambar 2.11.1.Sistem Propulsi.....	18
Gambar 2.12.1.Gambar table Vibration.....	20
Gambar 4.1.1.Kontruksi Shaft Propeller.....	30
Gambar 4.2.1.Proses Meshing.....	31
Gambar 4.3.1.Proses force.....	31
Gambar 4.4.1.Proses support.....	32
Gambar 4.5.1.Total Deformasi.....	33
Gambar 4.6.1.Equivalent Strees.....	34
Gambar 4.7.1.Total Deformasi.....	34
Gambar 4.7.2.frekuensi natural poros.....	35
Gambar 4.7.3.Frekuensi Natural Poros.....	35
Gambar 4.8.1.Total Deformasi.....	36
Gambar 4.9.1.Equivalent Stress.....	37
Gambar 4.10.1.Frekuensi Natural poros.....	37
Gambar 4.10.2.Frekuensi Natural poros.....	38
Gambar 4.11.1.Phase Respon.....	38
Gambar 4.12.1.Bagian shaft propeller.....	38
Gambar 4.12.2. bagian-bagian yang terkena gaya.....	35

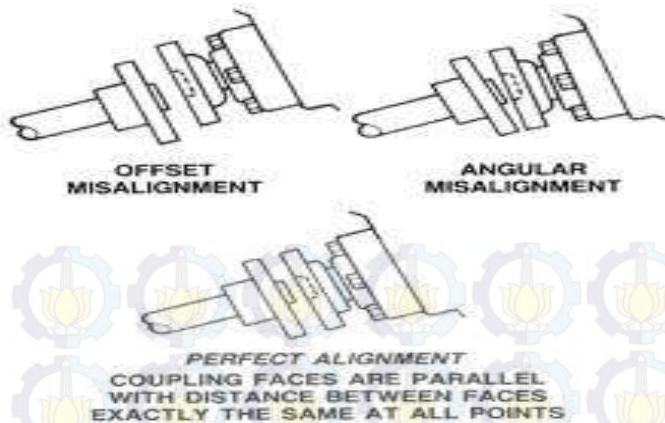


BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pengertian Alignment adalah suatu pekerjaan yang meluruskan / mensejajarkan dua sumbu poros lurus (antara poros penggerak dengan sumbu poros yang digerakkan) pada waktu peralatan itu beroperasi, Tetapi dalam kenyataannya. pengertian lurus tidak bisa didapatkan 100%. Untuk itu harus diberikan toleransi. Tetapi dilapangan banyak yang diterapkan dikarenakan untuk meminimalisirkan kerusakan pada engine tersebut. Dimana tekanan dan getaran yang dibuat dengan memutar poros yang tidak sejajar tidak hanya akan mengakibatkan kerusakan pada unit poros mesin itu sendiri, tetapi juga dapat mengakibatkan kerusakan pada bushing stern tube. Dimana misalignment Pada System menyebabkan getaran yang amat sangat Berlebih terhadap Shaft Propeller tersebut, Maka dari itu saya ingin menganalisa seberapa besar dampak getaran yang disebabkan oleh Misalignment Coupling Shaft Propeller Dengan Metode TVA (Torsi Vibration Analisis).



Gambar 1.1. Macam-macam Misalignment

Macam-macam ketidaklurusan kedua poros (misalignment) :

1. Offset Misalignment, adalah posisi dari kedua poros dalam keadaan tidak sejajar dengan ketinggian yang berbeda
2. Angular Misalignment, adalah ketidaklurusan kedua poros yang posisinya saling menyudut, sedangkan kedua ujungnya (pada kopling) mempunyai ketinggian yang sama.
3. Perfect alignment, adalah dimana posisi kedua poros sejajar dengan ketinggian yang sama dan jarak yang sama pula.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah:

1. Analisa Getaran Misalignment terhadap Shaft Propeller Dengan Metode TVA (Torsional Vibration Analysis)
2. Mengetahui seberapa besar dampak getaran yang diakibatkan jika terjadi misalignment

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dilakukan dengan maksud agar permasalahan yang dibahas tidak terlalu melebar, Dalam pengerjaan Tugas Akhir ini batasan masalahnya antara lain :

1. Analisa hanya difokuskan pada Miss Alignment shaft Propeller
2. Analisa hanya difokuskan seberapa besar getaran yang diakibatkan oleh miss alignment tersebut Terhadap Shaft Propeller Saja.
3. Tidak mendesain propeller hanya mendesain shaft propeller.

1.4 Tujuan Skripsi

Berdasarkan rumusan masalah yang ada maka tujuan skripsi ini adalah :

1. Mengetahui Seberapa besar getaran yang terjadi akibat misalignment dengan metode TVA

2. Mengetahui akibat miss alignment tersebut terhadap shaft propeller.

1.5 Manfaat

Untuk mengetahui dampak yang terjadi akibat misalignment dan dapat mengetahui seberapa besar dampak getaran yang dihasilkan oleh misalignment tersebut. sehingga kita bisa mengetahui seberapa besar dampak dan resiko yang akan kita terima saat kita melakukan alignment di dunia kerja nanti.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

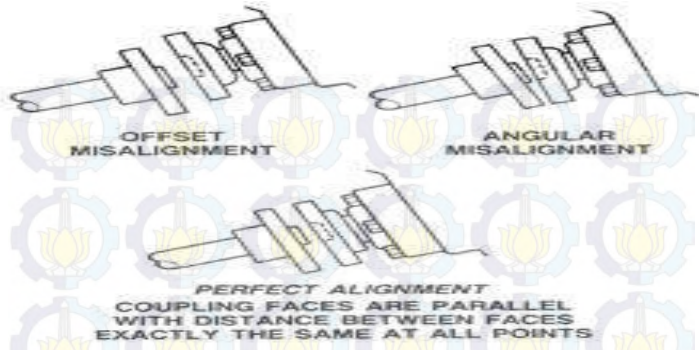
2.1. Alignment

Pengertian Alignment adalah suatu pekerjaan yang meluruskan / mensejajarkan dua sumbu poros lurus (antara poros penggerak dengan sumbu poros yang digerakkan) pada waktu peralatan itu beroperasi, Tetapi dalam kenyataannya. pengertian lurus tidak bisa didapatkan 100%. Untuk itu harus diberikan toleransi, dilapangan banyak yang diterapkan dikarenakan untuk meminimalisirkan kerusakan pada engine tersebut. Di bidang pembuatan kapal laut dan pemeliharaan, di mana tekanan dan getaran yang dibuat dengan memutar poros sejajar tidak hanya akan mengakibatkan kerusakan pada unit poros mesin itu sendiri, tetapi juga dapat mengakibatkan kerusakan pada bushing stern tube. Dimana misalignment Pada System menyebabkan getaran yang amat sangat Berlebih terhadap Shaft Propeller tersebut, Maka dari itu saya ingin menganalisa seberapa besar dampak getaran yang disebabkan oleh Misalignment Coupling Shaft Propeller. Dimana pada umumnya getaran kapal berasal dari main engine. Semua main engine di produksi dan di desain agar tingkat getarannya rendah sehingga tidak mengganggu ABK dan para penumpang kapal. Akan tetapi selama pengoperasiannya semakin lama, maka

tingkat getaran juga akan semakin tinggi, hal ini disebabkan karena beberapa hal yang diantaranya yaitu kelelahan bahan, keausan, deformasi, dan penempatan struktur sehingga kejadian – kejadian tersebut dapat menaikkan besar celah antara bagian – bagian yang rapat, ketidak lurusan pada poros dan keretakan material. Secara garis besar sumber eksitasi getaran di kapal antara lain: motor penggerak utama, generator, gearbox, poros propeller, dan gelombang laut. Sistem propulsi kapal adalah suatu mekanisme penghasil gaya dorong kapal untuk melawan tahanan udara dan tahanan air sehingga kapal mampu mempertahankan kecepatan dinas (V_s) yang telah direncanakan. Gaya aksial propeller ditahan oleh thrust blocks sehingga thrust block dan pondasinya akan mengalami pergeseran secara longitudinal. System propulsi ini akan bergetar secara longitudinal pada posisi thrust block. Pada propeller juga bekerja enam komponen gaya. Gaya dan momen tersebut terjadi karena propeller berputar pada daerah wake yang tidak uniform, dan dengan adanya gaya/momen tersebut maka system propulsi mengalami getaran torsional.

Berdasarkan uraian diatas maka getaran yang sangat berpengaruh pada factor kenyamanan penumpang terjadi pada kamar mesin yaitu system propulsi kapal. Maka terdapat beberapa permasalahan yang dapat diambil, yaitu bagaimana menganalisa miss alignment pada sistem propulsi kapal.

2.1.1 macam-macam alignment



Gambar 2.1.1.1.Macam-macam Misalignment

Macam-macam ketidaklurusan kedua poros (misalignment) :

1. Offset Misalignment, adalah posisi dari kedua poros dalam keadaan tidak sejajar dengan ketinggian yang berbeda
2. Angular Misalignment, adalah ketidaklurusan kedua poros yang posisinya saling menyudut, sedangkan kedua ujungnya (pada kopling) mempunyai ketinggian yang sama.
3. Perfect alignment, adalah dimana posisi kedua poros sejajar dengan ketinggian yang sama dan jarak yang sama pula.

2.2 TVA

TVA (Torsi Vibration Analisis) adalah Kekuatan getaran perputaran suatu objek pada sumbu poros. Kekuatan getaran perputaran sumbu poros yang panjang bergerak mengelilingi poros meliputi spesifikasi-spesifikasi secara rinci.dimana spesifikasi yang terperinci ini sangat menentukan gerak dan laju kinerja mesin.

Torsi Vibration merupakan bagian dari spesifikasi rinci dengan getaran torsi dan HP pada engine itu sendiri.kedua factor tersebut saling berkaitan erat dengan pergerakan mesin setiap menitnya (Rpm),dimana getaran masing-masing dihasilkan melalui gerakan perangkat pendukung lainnya.slah satunya seperti pergerakan dari besaran volume berdasrkan diameter dan langkah material.

Torsional (torsi) adalah suatu tenaga memberikan proses menggerakkan, menarik atau menjalankan sesuatu kondisi kekuatan tarik (pulling power). Satuan untuk menggambarkan torsi pada unit internasional adalah feet/lbs, feet-pounds atau Newtonmeter (Nm). Torsi (torsional) dihasilkan dari jarak, kekuatan, dan untuk menghitungnya kita dapat melakukan proses matematika dengan melakukan proses perkalian silang antara satuan atau nilai suatu tenaga dengan jarak.

2.3 Getaran

Sistem yang mempunyai massa dan elastisitas mempunyai kemampuan untuk bergetar secara relative.apabila gerakan sseperti itu berlubang sendiri dalam interval waktu tertentu maka gerakan itu dikenal

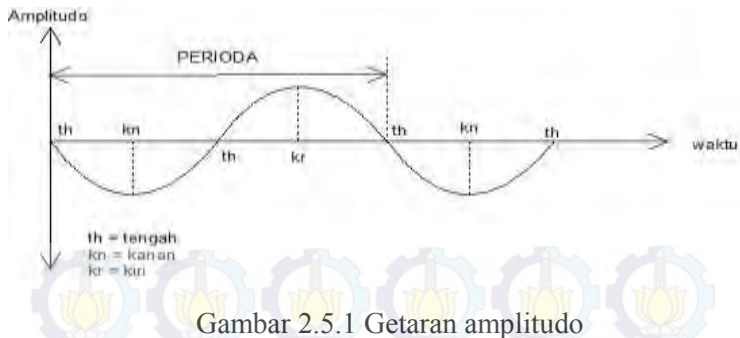
sebagai getaran.pada umumnya getaran merupakan bentuk energy sisa yang pada berbagai kasus keberadaannya tidak diinginkan,karena getaran menimbulkan bunyi,merusak bagian mesin dan memindahkan gaya yang tidak diinginkan serta menggerakkan benda yang ada di sekitarnya.

2.4 Coupling Shaft

Coupling shaft adalah penghubung atau pengikat antara shaft propeller dengan main engine atau gearbox apabila main engine tersebut menggunakan gearbox.dimana coupling shaft propeller adalah salah satu bagian dari alignment itu sendiri.dimana biasa alignment tersebut menggunakan dial gauge atau pun laser.miss alignment terjadi dikarenakan adanya ketidaklurusan antara coupling shaft propleller dengan gear box atau pun main engine tersebut.

2.5 Amplitudo

Amplitudo adalah simpangan terjauh yang diukur dari titik keseimbangan salam suatu getaran. Selain itu *amplitude* juga banyak digunakan pada suatu bidang pekerjaan. Amplitudo dinyatakan dalam symbol A yang dinyatakan dalam satuan meter(m). Sebuah getaran memiliki jarak atau amplitudo yang berbeda-beda dengan getaran lainnya.



Gambar 2.5.1 Getaran amplitudo

- Frekuensi

Frekuensi adalah banyaknya getaran yang terjadi dalam waktu satu detik. Frekuensi getaran memiliki satuan *hertz/Hz*

- Periode

Periode adalah waktu yang diperlukan untuk melakukan satu kali getaran. Periode memiliki satuan detik/sekon.

2.6 Hukum Newton

Hukum Newton diterapkan pada benda yang dianggap sebagai partikel, dalam evaluasi pergerakan misalnya, panjang benda tidak dihiraukan, karena objek yang dihitung dapat dianggap kecil, relative terhadap jarak yang ditempuh. perubahan bentuk (deformasi) dan rotasi dari suatu objek juga tidak diperhitungkan dalam analisisnya. Maka sebuah planet dapat dianggap sebagai suatu titik atau partikel untuk dianalisa gerakan orbitnya mengelilingi sebuah bintang. dalam bentuk aslinya, hukum gerak Newton tidaklah cukup untuk menghitung gerakan dari objek yang bisa berubah bentuk (benda tidak padat). Pada tahun 1750 memperkenalkan generalisasi hukum gerak Newton untuk benda padat yang disebut hukum gerak Euler, yang dalam perkembangannya juga

dapat digunakan untuk benda tidak padat, jika setiap benda dapat direpresentasikan sebagai sekumpulan partikel-partikel yang berbeda, dan tiap-tiap partikel mengikuti hukum gerak newton. hukum euler dapat dianggap sebagai aksioma dalam menjelaskan gerakan benda dari benda yang memiliki dimensi

- Hukum Gerak Newton II:

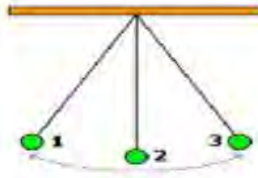
Dari hukum newton II tentang persamaan gerak:

$$W + R + D + F$$

Disini , $mg = k\Delta$. Oleh karena itu, posisi $x(t)$ dari massa memenuhi kedua persamaan diferensial linear order kedua.

2.7. Konsep Dasar Getaran

Getaran didefinisikan sebagai gerak bolak-balik melalui titik kesetimbangan. Titik keseimbangan adalah titik dimana saat benda diam. Contoh getaran adalah gerak bandul atau ayunan, gendang yang dipukul, dan lain-lain.



Gambar 1. Getaran adalah gerak bolak-balik di sekitar titik setimbang; 2 = titik setimbang; 1 dan 3 = titik terjauh (Amplitudo);

Gambar 2.7 1.contoh konsep getaran

Ada beberapa besaran yang perlu diperhatikan dalam mempelajari getaran yaitu:

1. Frekuensi adalah banyaknya getaran yang terjadi tiap satuan waktu, atau didefinisikan sebagai banyaknya getaran yang terjadi setiap satu sekon. Frekuensi dilambangkan dengan f dan bersatuan Hz (dibaca Hertz).
2. Periode adalah waktu yang dibutuhkan untuk melakukan satu kali getaran. Periode dilambangkan dengan T dan bersatuan sekon.
3. Simpangan adalah jarak yang ditempuh benda bergetar dan dihitung dari titik kesetimbangan. Simpangan dilambangkan dengan y dan bersatuan meter.
4. Amplitudo adalah simpangan maksimum yang ditempuh benda bergetar.
5. Amplitudo dilambangkan dengan A dan bersatuan meter

2.8. Karakteristik Getaran

Kondisi suatu mesin dan masalah-masalah mekanik yang terjadi dapat diketahui dengan mengukur

karakteristik getaran pada mesin tersebut. Karakteristik-karakteristik getaran yang penting antara lain adalah:

- Frekuensi Getaran
- Perpindahan Getaran. (*Vibration Displacement*)
- Kecepatan Getaran (*Vibration Velocity*)
- Percepatan Getaran (*Vibration Acceleration*)
- Phase Getaran

2.8.1. Frekuensi getaran

Gerakan periodik atau getaran selalu berhubungan dengan frekuensi yang menyatakan banyaknya gerakan bolak-balik (satusiklus penuh) tiap satuan waktu. Hubungan antara frekuensi dan periode suatu getaran dapat dinyatakan dengan rumus sederhana:

$\text{frekuensi} = 1/\text{periode}$ frekuensi dari getaran tersebut biasanya dinyatakan sebagai jumlah siklus getaran yang terjadi tiap menit (CPM = *Cycles per minute*). Sebagai contoh sebuah mesin bergetar 60 kali (siklus; dalam 1 menit maka frekuensi getaran mesin tersebut adalah 60 CPM. Frekuensi bisa juga dinyatakan dalam CPS (*cycles per second*) atau *Hertz* dan putaran dinyatakan dalam *revolution per minute* (RPM).

2.8.2. Perpindahan Getaran (*Vibration Displacement*)

Jarak yang ditempuh dari suatu puncak (A) ke puncak yang lain (C) disebut perpindahan dari puncak ke puncak (*peak to peak displacement*). Perpindahan tersebut pada umumnya dinyatakan dalam satuan mikron (μm) atau mils. $1 \mu\text{m} = 0.001 \text{ mm}$ $1 \text{ mils} = 0.001 \text{ inch}$.

2.8.3. Kecepatan Getaran (*Vibration Velocity*)

Karena getaran merupakan suatu gerakan, maka getaran tersebut pasti mempunyai kecepatan. Pada gerak periodik (getaran) kecepatan maksimum terjadi pada titik B (posisi netral) sedangkan kecepatan minimum ($=0$) terjadi pada titik A dan titik C. Kecepatan getaran ini biasanya dalam satuan mm/det (peak). Karena kecepatan ini selalu berubah secara sinusoida, maka seringkali digunakan pula satuan mm/sec (rms). nilai peak = $1,414 \times$ nilai rms. Kadang-kadang digunakan juga satuan inch/sec (peak) atau inch/sec (rms) $1 \text{ inch} = 25,4 \text{ mm}$.

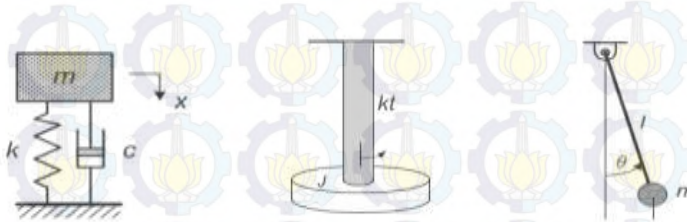
2.8.4. Phase Getaran

Pengukuran phase getaran memberikan informasi untuk menentukan bagaimana suatu bagian bergetar relatif terhadap bagian yang lain, atau untuk menentukan posisi suatu bagian yang bergetar yang bergetar dengan pada suatu saat, terhadap suatu referensi atau terhadap bagian lain frekuensi yang sama

2.9. Getaran *Degree of freedom*

Derajat kebebasan (*degree of freedom*) adalah derajat independensi yang diperlukan untuk menyatakan posisi suatu sistem pada setiap saat. Pada masalah dinamika, setiap titik atau massa pada umumnya hanya diperhitungkan berpindah tempat dalam satu arah saja yaitu arah horizontal. Karena simpangan yang terjadi hanya terjadi dalam satu bidang atau dua dimensi, maka simpangan suatu massa pada setiap saat hanya mempunyai posisi atau ordinat tertentu baik bertanda negative ataupun bertanda positif. Pada kondisi dua

dimensi tersebut, simpangan suatu massa pada saat t dapat dinyatakan dalam koordinat tunggal yaitu $Y(t)$. Struktur seperti itu dinamakan struktur dengan derajat kebebasan tunggal / SDOF (*Single Degree of Freedom*) sistem.



Gambar 2.9.1. Getaran dengan satu derajat kebebasan (Single degree of freedom)

2.10. Isolasi Getaran

Isolasi Getaran Gaya-gaya penggetar yang ditimbulkan oleh mesin-mesin seringkali tidak dapat dihindari. Akan tetapi pengaruhnya dalam sistem dinamik dapat dikurangi dengan cara memasang mesin - mesin tersebut di atas sistem tumpuan yang baik. Sistem tumpuan yang baik akan berfungsi sebagai isolator sehingga getaran yang ditimbulkan mesin tidak akan diteruskan pada dasar atau alas mesin. Katakanlah bahwa $F_0 \sin \omega t$ adalah gaya eksitasi yang bekerja pada suatu sistem getaran (mesin) satu derajat kebebasan maka gaya yang diteruskan ke alas dari sistem tersebut melalui pegas dan peredam adalah :

$$F_T =$$

Amplitudo X yang terjadi karena gaya $F_0 \sin \omega t$ diberikan oleh persamaan 8 maka persamaan di atas dapat ditulis menjadi :

=

Jadi secara matematis masalah mengisolasi massa dari gerakan penopangnya identik dengan mengisolasi gaya pengganggu pada lingkungannya. Kedua perbandingan tersebut masing-masing disebut transmisibilitas (TR). Sebagaimana gaya < 1 untuk $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$.

Dengan demikian isolasi getaran hanya mungkin terjadi jika $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ berapapun harga redaman (z) yang dipakai. Akan tetapi pegas tanpa redaman dapat memberi efek redaman yang paling baik. Nampak di sana bahwa redaman justru diperlukan pada saat melewati kondisi resonansi. Ketika $\omega/\omega_n = 1$ amplitudo yang dicapai makin besar untuk z yang makin kecil. Sehingga untuk membatasi besarnya amplitudo yang terjadi diperlukan redaman yang besar. Amplitudo getaran yang besar dapat dikurangi dengan menopang mesin pada masa (M) yang besar atau mengganti pegas yang kekakuannya lebih kecil. Dengan demikian diperoleh harga ω/ω_n yang besar lebih dari $\sqrt{2}$. Bila redaman diabaikan maka transmisibilitas pada:

$TR =$

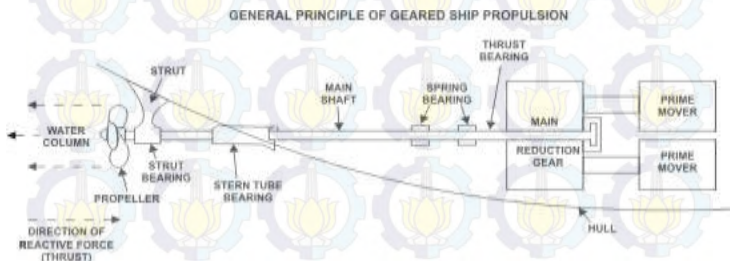
2.11. Bagian-Bagian Poros

Tenaga kerja yang dihasilkan mesin induk di teruskan dalam bentuk putaran melalui serangkaian poros ke baling-baling diberikan dorongan yang di bangkitkan

oleh baling-baling diteruskan ke badan kapal oleh poros baling-baling. Rangkaian poros itu disebut “*Shafting*” dan pada umumnya terdiri dari bagian-bagian berikut :

1. Poros Pendorong(*Thrust Shaft*)
2. Poros bagian tengah(*Intermediate shaft*)
3. Poros baling-baling(*Propeller Shaft*)

Ketiga poros ini saling di hubungkan oleh *flange couplings* (sambungan *flens*) Pada sistem transmisi pada kapal sebenarnya adalah suatu system dimana daya yang dikeluarkan dari mesin utama (*prime mover*) supaya dapat digunakan untuk menggerakkan suatu kapaldengan thrust yang sesuai dengan diharapkan, dan untuk memindahkan daya dari *prime mover* tersebut maka dibutuhkan suatu system transmisi pada kapal.



Gambar 2.11.1. Sistem Propulsi

2.12. Standart ABS

a) *Vibration Limmits for machinery*

Getaran mesin penggerak utama cenderung berat karena eksitasi dari baling-baling. Getaran memanjang di baling-baling frekuensi tingkat blade. Kriteria getaran

untuk mesin penggerak utama yang akan diberikan dari manufaktur. Jika tidak, ketika data pada kriteria getaran tidak tersedia, kriteria yang diikuti direkomendasikan sebagai referensinya. ANSI S2.27 (2002) dan SNAMET memberikan pedomannya yang komprehensif tentang batas gerakan untuk mesin penggerak utama. Batas-batas getaran disediakan dalam hal nilai-nilai rms dengan komponen multi frekuensi (nominal dari 1 sampai 1000Hz). Getaran memanjang (rms) di thrust bearing adalah kurang dari 2mm/ s rms. Untuk komponen mesin penggerak lainnya seperti mesin, baling-baling dan *shafting* belakang dari *thrust bearing*, getaran longitudinal kurang dari 13mm/ s rms. Untuk tabung buritan dan *line shafting bearing*, getaran lateral menjadi kurang dari rms 7mm/sec. Untuk mesin diesel *direct* (lebih 1000HP, *slow* and *medium speed diesel*), batas getaran yang 13 mm/ detik pada *bearing* dan 18mm/detik diatas mesin, dalam tiga arah. Untuk mesin *diesel* kecepatan tinggi (kurang dari 1000HP), getaran adalah kurang dari 13mm/detik pada bantalan dan mesin atas, kesegalaarah.

TABLE 4
Vibration Limits for Main Propulsion Machinery

<i>Propulsion Machinery</i>	<i>Limits (rms)</i>
Thrust Bearing and Bull Gear Hub	5 mm/s
Other Propulsion Machinery Components	13 mm/s
Stem Tube and Line Shaft Bearing	7 mm/s
Diesel Engine at Bearing	13 mm/s
Slow & Medium Speed Diesel Engine on Engine Top (over 1000 HP)	18 mm/s
High Speed Diesel Engine on Engine Top (less 1000 HP)	13 mm/s

Gambar 2.12.1. Gambar tabel vibration limits

Perhatian utama dalam getaran poros adalah menghindari dorongan yang dapat mengakibatkan kerusakan pada *thrust bearing*. ANSI S2.27 memberikan kriteria dorongan pada *thrust bearing*. Selama poros bekerja, nilai puncak broadband dari dorongan pada *thrust bearing* utama adalah kurang dari 75% dari dorongan kecepatan itu sendiri, atau kurang dari 25% dari kekuatan penuh *thrust*, pilih yang mana yang paling kecil. Seperti ditunjukkan dalam bagian 4/3, tidak mungkin untuk menghindari resonansi longitudinal di poros kapal panjang. Pada kondisi kritis setidaknya 20% di bawah full power RPM adalah praktek yang biasa. Bahkan jika kritis terjadi pada saat RPM kurang dari 20% dari *fullpower*, mungkin akan sangat sulit untuk mencapai kriteria yang diusulkan oleh ANSI S2.27 pada resonansi, tergantung pada *blade*. Dalam hal ini, RPM pada kondisi kritis mungkin harus dibatasi untuk operasi sebagai satu-satunya jalan yang masuk akal.

b) Habitability

Tingkat percepatan maksimum RMS untuk awak kelayak hunian ditunjukkan pada bagian 7, table 1 kriteria ABS mengharuskan setiap sumbu tunggal maupun tingkat multi sumbu gabungan kurang dari atau sama dengan nilai-nilai yang dinyatakan dalam bagian 7, table 1. Perhatikan bahwa rentang frekuensi rendah dibawah 1hz termasuk untuk menjelaskan respon manusia untuk kondisi laut termasuk *heave*, *slamming* dan *whipping* tingkat percepatan maksimum RMS untuk kenyamanan penumpang ditunjukkan pada bagian 7, table 2. Sekali lagi kedua sumbu tunggal dan tingkat multi sumbu harus kurang dai atau sama dengan nilai-nilai yang dinyatakan dalam bagian 7, table 2. Perhatikan

bahwa berdasarkan gerak vertical untuk rentang frekuensi 0,1 sampai 0,5 Hz juga termasuk dalam bagian

2.13. RMS *Amplitude*

Amplitudo rms merupakan akar dari jumlah energi dalam domain waktu (amplitudo dikuadratkan). Karena nilai amplitudo diakarkan sebelum dirataratakan, maka amplitudo RMS sangat sensitif terhadap nilai amplitudo yang ekstrem. Juga berguna untuk melacak perubahan litologi yang ekstrem seperti pada kasus pasir gas dan chanel deltaic. Dengan persamaan:

Amplitudo, RMS=

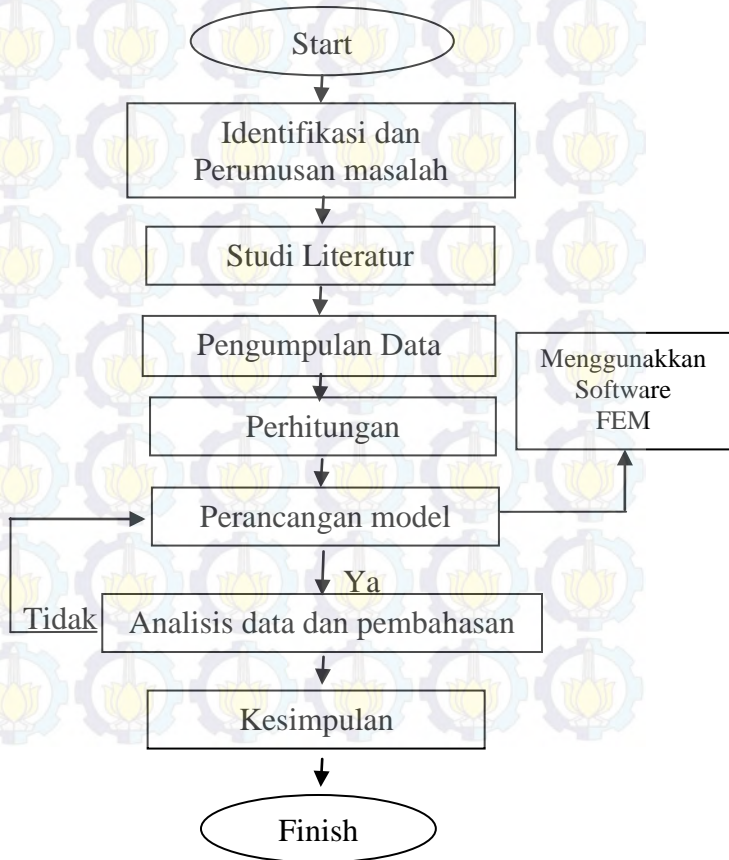


BAB III

METODOLOGI

3.1 Diagram alur pekerjaan

Flow chart Pengerjaan Skripsi



Adapun beberapa langkah-langkah pendekatan yang akan dilakukan adalah sebagai berikut:

3.2 Identifikasi dan perumusan masalah

Merupakan tahap dimana memulai untuk mencari dan mengidentifikasi masalah yang dianggap pantas untuk dijadikan ide skripsi dan belum pernah dipakai oleh orang lain. Setelah mendapatkan ide skripsi tersebut dirumuskan permasalahan yang perlu dibahas apa saja terkait dengan judul skripsi tersebut.

3.3 Pengumpulan Data

Merupakan tahap pencarian referensi untuk dijadikan acuan dalam pengerjaan skripsi. Referensi tersebut haruslah berkaitan dengan tema dan pengerjaan skripsi yang dikerjakan. Studi literatur dilakukan dengan pengumpulan referensi – referensi mengenai perancangan *analisa miss alignment*, literatur – literatur tersebut di dapat dari :

- ❖ *Text book*
- ❖ Internet
- ❖ Artikel
- ❖ *Journal*
- ❖ *Paper*
- ❖ Tugas akhir

Sedangkan untuk tempat pencarian dan pembacaan dari literatur tersebut dilakukan di :

- ❖ Ruang baca Fakultas Teknologi Kelautan (FTK)
- ❖ Ruang baca Fakultas Teknik Mesin.

3.4 Studi Literatur

Merupakan tahap dimana mengumpulkan data Main engine dan ukuran shaft propeller untuk perhitungan analisa tersebut:

Main Engine : Wartsila
Hp : 4080 Hp
VS : 12 Knot
Rpm : 129,9

diameter Propeller : 2100mm
shaft propeller : P: 6000mm
d: 470mm
diameter kopling : 1000mm
Tebal : 100mm

3.5 Perhitungan

Dimana pada tahap ini dilakukan perhitungan guna untuk mengetahui dampak miss alignment tersebut.

3.6 Perancangan Model

Pada tahap ini akan ditabulasikan dalam proses perancangan model yang akan dianalisa getaran terhadap shaft propeller tersebut akibat miss alignment dengan metode TVA, dimana perancangan model tersebut menggunakan software Solidwork

3.7 Kesimpulan

Apabila perhitungan dan analisa dapat diterima, maka akan langsung diambil kesimpulan untuk menerangkan penyelesaian yang telah dilakukan.

3.8 Jadwal Pelaksanaan

No	Jenis Kegiatan	Minggu ke -															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	Pengumpulan Data																
2	Studi Literatur																
3	Menentukan Prioritas																
4	Analisa data dan pembahasan																
5	Kesimpulan																

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Perancangan Ukuran Shaft Propeller

Dari Data yang sudah didapatkan untuk analisa misalignment maka dilakukan perhitungan pada shaft propeller terlebih dahulu kemudian dilakukan penggambaran menggunakan Ansys (Workbench). Sebelumnya sudah ditentukan untuk jenis poros yang akan digunakan yaitu sebagai berikut:

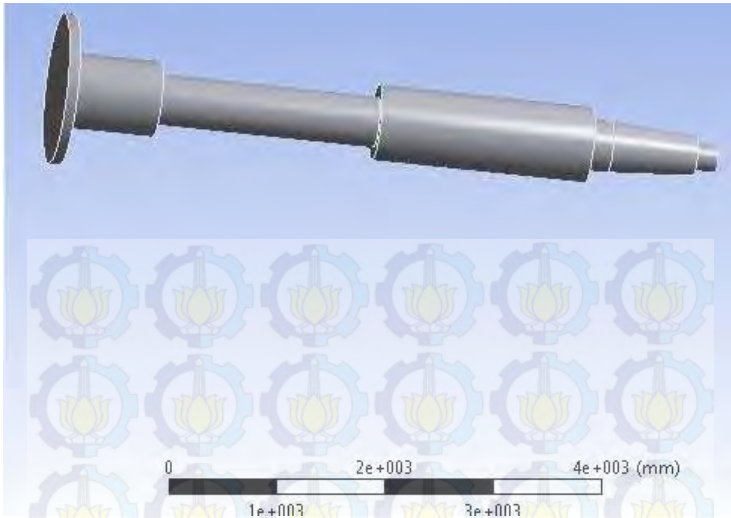
Shaft Propeller

Panjang : 6000 mm

Diameter : 470 mm

Tebal coupling : 100 mm

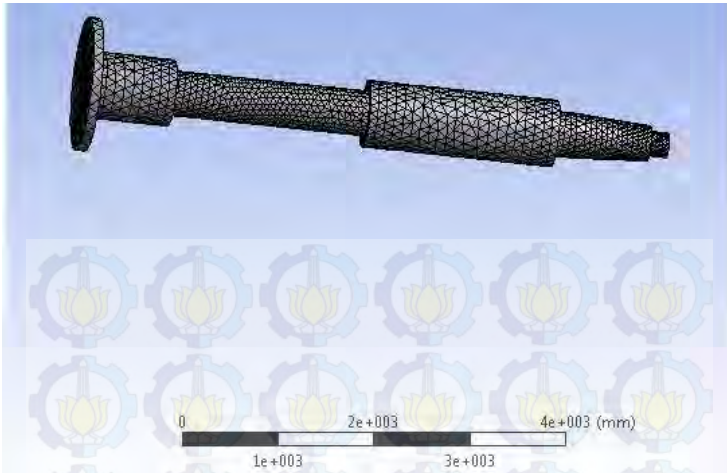
Material Shaft dan Coupling : Carbon Steel (1023)



Gambar 4.1.1.Konstruksi *shaft propeller*

4.2. Proses *Meshing*

Untuk proses *mesh* merupakan pembagian titik-titik dimana akan terdapat ukuran yang dapat diatur sesuai yang diinginkan. Semakin kecil ukuran dari *mesh*, maka hasil analisisnya semakin mendekati kebenaran dan begitupun sebaliknya. Bentuk untuk *mesh* pada benda seperti jaring-jaring yang melingkupi semua bagian yang ada pada benda. Setelah *mesh* sudah bisa dilakukan, maka proses *running* sudah dapat dilakukan apabila data yang di input kan sudah benar.



Gambar 4.2.1 Proses *meshing*

4.3. Bagian force shaft

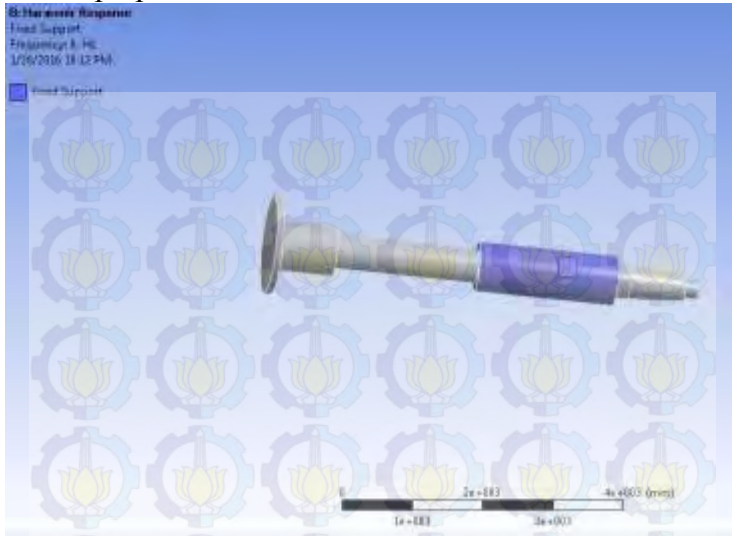
Pada shaft propeller telah diberikan gaya 17144N dari perhitungan manual yang telah dilakukan untuk dapat mengetahui dampak yang terjadi.



Gambar 4.3.1 Proses *Force*

4.4. Bagian Support shaft

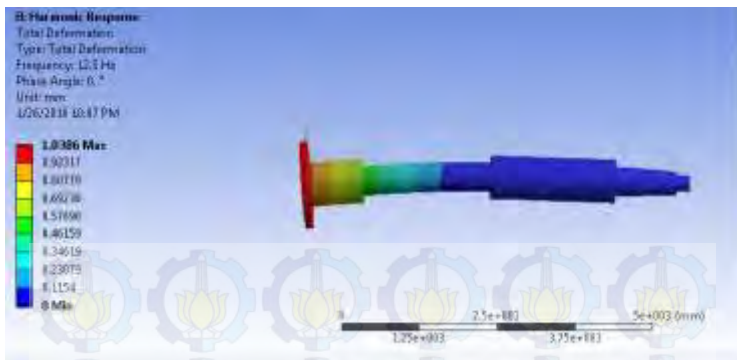
Pada bagian ini support terbesar yang ada pada sistem perporosan



Gambar 4.4.1 Proses *Support*

4.5. Hasil Analisa dari Simulasi

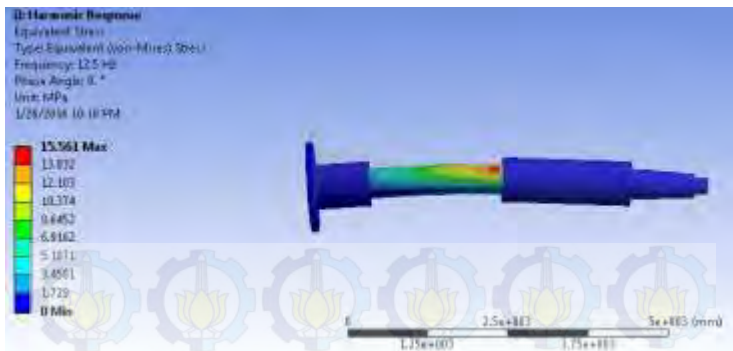
Setelah proses *running* selesai, maka akan keluar hasil dari simulasi poros propeller tersebut. Untuk hasil dari simulasi diantaranya adalah *Harmonic Response*. *Deformasi* ini akan menunjukkan bagian mana yang terkena pembebanan paling besar dan terkecil. Daerah tersebut akan ditandai dengan perbedaan warna yang terlihat pada benda. Terdapat kisaran warna yang sudah didetailkan pada sisi samping benda. Jadi bagian warna tersebut terdapat nilai-nilai yang nantinya akan terbaca pada hasil simulasi.



Gambar 4.5.1. *Total direcsional Deformasi* sebesar 1,038 max

4.6. Hasil dan Analisa dari Simulasi

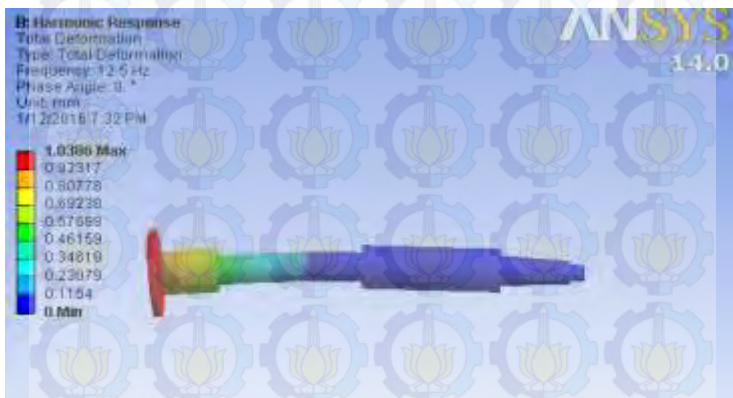
Setelah proses *running* selesai, maka akan keluar hasil dari simulasi poros propeller tersebut. Untuk hasil dari simulasi diantaranya adalah *Harmonic Response*. *Stress analisys* ini akan menunjukkan bagian mana yang terkena pembebanan paling besar dan terkecil. Daerah tersebut akan ditandai dengan perbedaan warna yang terlihat pada benda. Terdapat kisaran warna yang sudah didetailkan pada sisi samping benda. Jadi bagian warna tersebut terdapat nilai-nilai yang nantinya akan terbaca pada hasil simulasi.



Gambar 4.6.1. *Equivqlent stress variasi 1* sebesar 15,56 max

4.7. Frekuensi Natural Poros Tidak Lurus

Pada analisa simulasi ini diketahui frekuensi natural pada saat propeller sudah diberi gaya sehingga propeller sudah dalam keadan tidak lurus.maka diketahui frekuensi natural pada gambar dibawah ini.



Gambar 4.7.1. *Total direcsional Deformasi* sebesar 1,038 max



Gambar 4.7.2.Frekuensi Natural Poro kondisi tidak Lurus

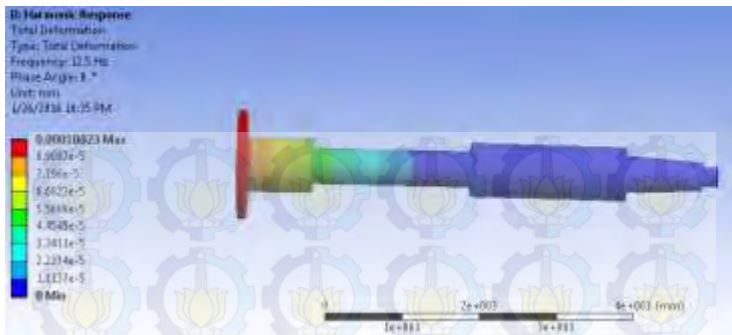
	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Frequency [Hz]
1	1.	22.411
2	2.	22.438
3	3.	101.24
4	4.	171.52
5	5.	171.83
6	6.	284.48
7	7.	291.86
8	8.	292.59
9	9.	479.23
10	10.	480.05

Gambar 4.7.3.Frekuensi Natural Poro kondisi tidak Lurus

4.8. Hasil Analisa dari Simulasi Kondisi lurus

Setelah proses *running* selesai, maka akan keluar hasil dari simulasi poros propeller tersebut. Untuk hasil dari simulasi diantaranya adalah *Harmonic Response*. *Deformasi* ini akan menunjukkan bagian mana yang terkena pembebanan paling besar dan terkecil. Daerah tersebut akan ditandai dengan perbedaan warna yang terlihat pada benda. Terdapat kisaran warna yang sudah didetailkan pada sisi samping benda. Jadi bagian warna

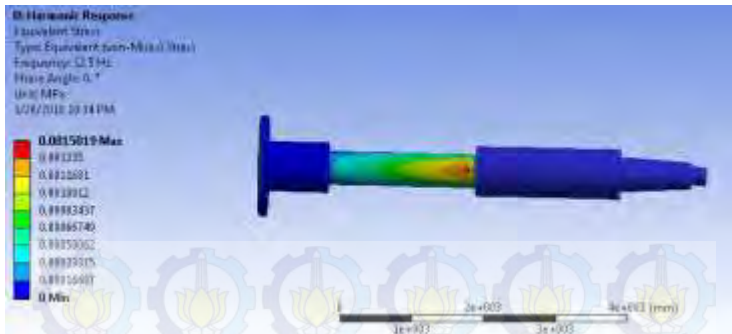
tersebut terdapat nilai-nilai yang nantinya akan terbaca pada hasil simulasi.



Gambar 4.8.1. *Total directions Deformasi* sebesar 0,0001 max

4.9. Hasil dan Analisa dari Simulasi

Setelah proses *running* selesai, maka akan keluar hasil dari simulasi poros propeller tersebut. Untuk hasil dari simulasi diantaranya adalah *Harmonic Response. Stress analysis* ini akan menunjukkan bagian mana yang terkena pembebanan paling besar dan terkecil. Daerah tersebut akan ditandai dengan perbedaan warna yang terlihat pada benda. Terdapat kisaran warna yang sudah didetailkan pada sisi samping benda. Jadi bagian warna tersebut terdapat nilai-nilai yang nantinya akan terbaca pada hasil simulasi.



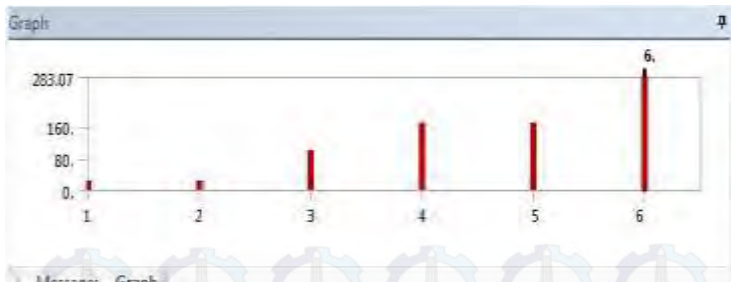
Gambar 4.9.1. *Equivalent stress variasi 1* sebesar 0,0015 max

4.10. Frekuensi Natural Poros Lurus

Pada analisa simulasi ini diketahui frekuensi natural pada saat propeller belum diberi gaya sehingga propeller dalam keadan lurus.maka diketahui frekuensi natural pada gambar dibawah ini.

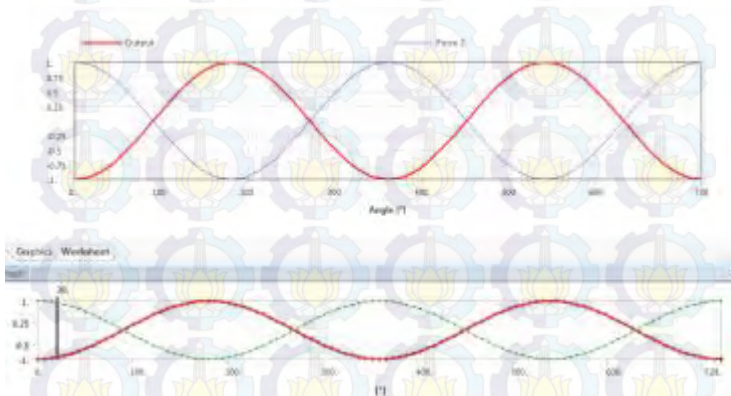
	Mode	✓ Frequency [Hz]
1	1.	22.024
2	2.	22.044
3	3.	98.342
4	4.	168.88
5	5.	169.14
6	6.	283.07

Gambar 4.10.1. Frekuensi Natural Poro kondisi tidak Lurus



Gambar 4.10.2. Frekuensi Natural Poro kondisi tidak Lurus

4.11. Hasil dan Analisa dari Simulasi



Gambar 4.11.1. phase respon

Dari hasil *amplitude* phase respon diatas dapat diketahui perhitungan maupun nilai dari RMS(*Root Mean Square*) yaitu , hasil tersebut adalah sebagaiberikut:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2}$$

Jadi dari hasil *amplitude* yang didapat dapat di hitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} 1. \text{ RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_1^2} \\ &= \sqrt{\frac{1}{12,5} + 0,00037881} \\ &= 5,505 \text{ mm/s}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2. \text{ RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_1^2} \\ &= \sqrt{\frac{1}{12,5} + 0,00033689} \\ &= 5,191 \text{ mm/s}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 3. \text{ RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_1^2} \\ &= \sqrt{\frac{1}{12,5} + 0,00025304} \\ &= 4,499 \text{ mm/s}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 4. \text{ RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \\
 &= \sqrt{\frac{1}{12,5} + 0,00021111} \\
 &= 4,111 \text{ mm/s}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 5. \text{ RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \\
 &= \sqrt{\frac{1}{12,5} + 0,00016919} \\
 &= 3,679 \text{ mm/s}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 6. \text{ RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \\
 &= \sqrt{\frac{1}{12,5} + 0,00012726} \\
 &= 3,191 \text{ mm/s}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 7. \text{ RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \\
 &= \sqrt{\frac{1}{12,5} + 0,00008534} \\
 &= 2,613 \text{ mm/s}^2
 \end{aligned}$$

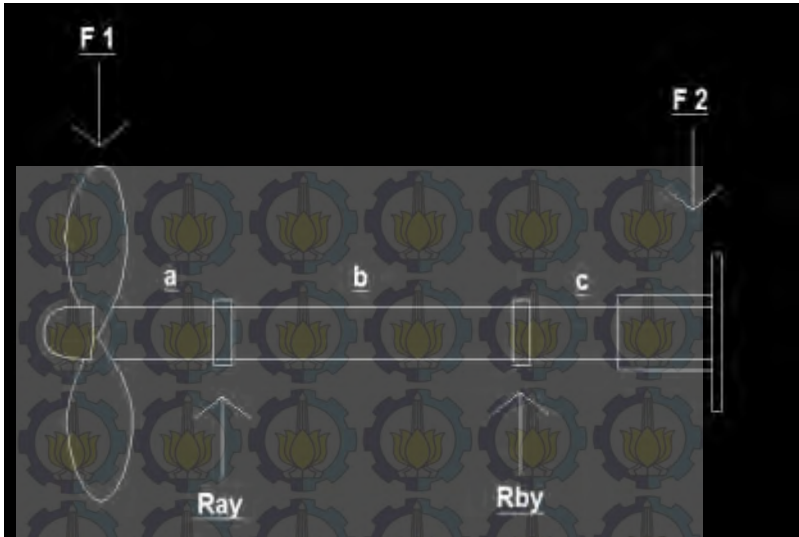
$$\begin{aligned}
 8. \text{ RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \\
 &= \sqrt{\frac{1}{12,5} + 0,000043416} \\
 &= 1,864 \text{ mm/s}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 9. \text{ RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \\
 &= \sqrt{\frac{1}{12,5} + 0,000001491} \\
 &= 0,345 \text{ mm/s}^2
 \end{aligned}$$

Dari hasil grafik diatas dapat diketahui perhitungan maupun nilai dari RMS(Root Mean Square) yaitu digunakan untuk mengklasifikasikan kerusakan parah/keparan dari getaran, hasil tersebut adalah sebagai berikut:

NO	Hasil perhitungan	Standart ABS
	RMS	(mm/s)
1	5,505	7
2	5,191	7
3	4,499	7
4	4,110	7
5	3,679	7
6	3,191	7
7	2,613	7
8	1,864	7
9	0,345	7

4.12. Perhitungan Shaft Propeller



Gambar 4.12.1. bagian shaft propeller

$a : 1\text{m}$
 $b : 3\text{m}$
 $c : 2\text{m}$

$a + b = 4\text{m}$
 $a + b + c = 6\text{m}$

$F_1 : 1725 \text{ kg}$
 $\quad : 16916 \text{ N}$
 $F_2 : 2535 \text{ kg}$
 $\quad : 24859 \text{ N}$

➤ Torsi

$$T = \frac{P \times 60}{2\pi \times N} = \frac{3000 \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 129,9}$$

$$= 220,650 \text{ Nm}$$

$$= 220,650 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

➤ Rasio Tegangan

$$T_1 \text{ atau } T_2 = 2,5$$

Faktor Bending

$$\text{Dimana} = 2$$

Faktor Torsi

$$\text{Dimana} = 1,5$$

$$T = 220650 \text{ Nm}$$

$$D_{F2} = 2100, \quad R_{F1} = 1050$$

$$\text{Jadi} = \frac{220650 \times 10^3}{500} = 210,148 \text{ N}$$

$$T_2 = \frac{210,148}{1,5} = 140,09 \text{ N} \quad \text{Dimana (1,5 Faktor Torsi)}$$

$$T_1 = 2,5 \times 140,09 = 350,23 \quad \text{Dimana (2,5 Faktor Rasio)}$$

➤ Total beban vertical ke bawah akibat gaya tekan pada bagian coupling F2 :

$$W_{F1} = 1725 \text{ kg}$$

$$= 16916,47 \text{ N}$$

$$W_{F2} = 2535 \text{ kg}$$

$$= 24859,85 \text{ N}$$

$$\text{Jadi} \quad F_2 = T_1 + T_2 + W_{F1}$$

$$= 350,23 + 140,09 + 24859,85$$

$$= 25350,17 \text{ N}$$

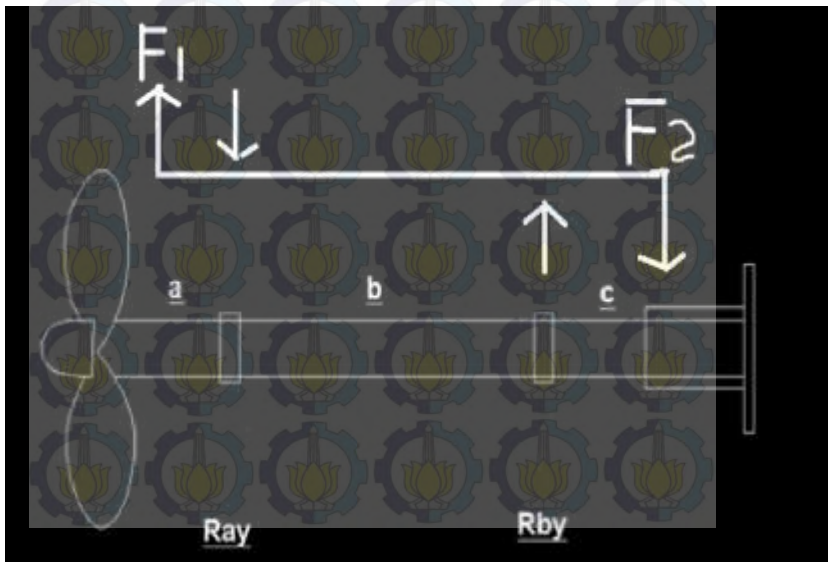
- Dengan Asumsi torsi pada coupling sama dengan poros gaya tangensial keatas pada F2 :

$$F_T = \frac{T}{R_{f1}} = \frac{220650 \times 10^3}{500} = 441300 \text{ N}$$

- Beban Vertical pada F1 :

$$\begin{aligned} F_1 &= F_T - F_2 \\ &= 438764 \text{ N} \end{aligned}$$

- Momen gaya shaft pada bantalan:



Gambar 4.12.2. bagian-bagian yang terkena gaya

$$\begin{aligned} R_{by} \times 1000 &= 438764 \times 1000 + 2535,17 \times 5000 \\ &= 451 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

$$R_{by} = 150381 \text{ N}$$

$$R_{ay} = R_{by} - 25350,17$$

$$= 150381 - 25350,17$$

$$R_{ay} = 125031 \text{ N}$$

➤ Momen bending pada bantalan Ray dan Rby :

$$\text{Momen bending } R_{by} = 150381 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\text{Momen bending } R_{ay} = 125031 \times 10^3 \text{ Nmm}$$

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan.

Berdasarkan hasil analisa dan pembahasan tentang perancangan *Analisa Misalignmnet shaft propeller dengan menggunakan metode torsi vibration analisis*. maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Pada perancangan shaft dan setelah itu diberi pembebanan dengan dengan beda titik, terlihat pada gambar harmonic respon tterjadi stress sangat besardengan diberikannya warna merah sebagai tanda pada bgian tersebut yg mngalaminya.
2. Terjadi vibration yang sangat besar pada couplng shaft dimana getaran terbesar terjadi
3. Terjadi momen bending yang besar pada bagian shaft yang terletak dibagian stern tube dalam.
4. Dimana misalignment sangat berpengaruh besar oleh getaran dan stress yang telah dihasilkan.

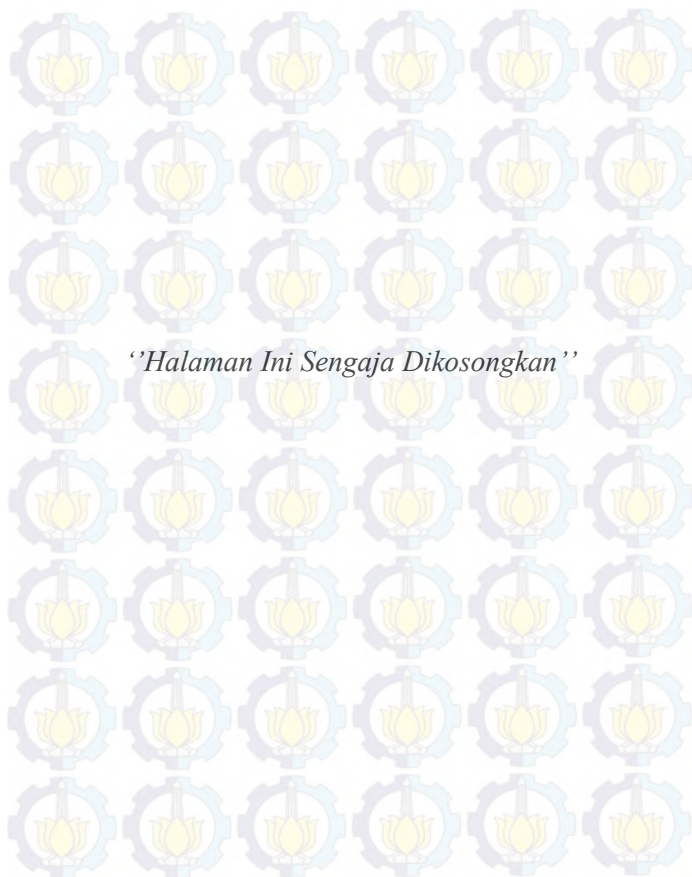
5.2 Saran.

1. Jika mau melakukan alignment setidaknya shaft propeller pada saat pemasangan atau pada saat penarikan benang benar-benar lurus.jadi saat dilakukan alignment tidak terjadi misalignment.
2. Jika terjadi misalignment maka ada baiknya joinnan antra coupling shaft dengan coupling engine dilepas dahulu dan dilakukan alignment kembali agar tidak terjadi kerusakan yang parah.



DAFTAR PUSTAKA

- [1] Desnantara. 2013. Getaran, amplitude. Diambil dari <http://blogspot.com>. Diakses pada tanggal 23 juli 2015
- [2] Pakguru. 2013. Hukum newton. Diambil dari <http://blogspot.com>. Diakses pada tanggal 23 juli 2015
- [3] Dr. Abdul Hamid, B. Eng, M.Eng. (2012), vibrasi mekanika teori dan praktik
- [4] Gitanurul. 2011. Gaya-force. Diambil dari <http://blogspot.com>. Diakses pada tanggal 23 juli 2015
- [5] Vibrasindo. 2013. Apaitu getaran. Diambil dari www.vibrasindo.com. Diakses pada tanggal 23 juli 2015
- [6] Yospianta. 2012. Aligmant. Diambil dari <http://blogspot.com>. Diakses pada tanggal 23 juli 2015
- [7] Nurfatowil. 2011. Diambil dari <http://digilib.its.ac.id/analisa-terhadap-aligmentg-shaft-propeller-27176.html>. Diakses pada tanggal 13 juli 2015
- [8] ABS. 2006. ABS Guidance Notes on Ship Vibration for Passenger Comfort on Ship. ABS Plaza. Houston, USA.
- [9] DNV. 2002. kriteria getaran yang diaplikasikan untuk shaft line bearing.
- [10] R.S Khurmi dan J.K Gupta 2005, Textbook of Machine Design





LAMPIRAN

FIRST MULTICOLOUR EDITION

A TEXTBOOK OF

Machine Design

(S.I. UNITS)

[A Textbook for the Students of B.E. / B.Tech.
(U.P.S.C. (Engg. Services), Section 'B' of A.M.I.E. (II)]

R.S. KHURMI

J.K. GUPTA

2005

EURASIA PUBLISHING HOUSE (PVT.) LTD.

RAM NAGAR, NEW DELHI-110 055

[Top](#)

14

Shafts

1. Introduction
2. Material Used for Shafts
3. Manufacturing of Shafts
4. Types of Shafts
 5. Standard Shafts of Transmission Shafts
 6. Stress in Shafts
 7. Maximum Permissible Working Stress for Transmission Shafts
8. Design of Shafts
 9. Shafts Subjected to Twisting Moment Only
 10. Shafts Subjected to Bending Moment Only
 11. Shafts Subjected to Combined Twisting Moment and Bending Moment
 12. Shafts Subjected to Fluctuating Loads
 13. Shafts Subjected to Axial Load in Addition to Combined Twisting and Bending Loads
 14. Design of Shafts from the State of Stress



14.1 Introduction

A shaft is a rotating machine element which is used to transmit power from one plant to another. The power is delivered to the shaft by some tangential force and the resultant torque (or twisting moment) set up within the shaft provides the power to be transmitted to various machines linked up to the shaft. In order to transmit the power from one shaft to another, the various machines such as pulleys, gears etc., are mounted on it. These machines along with the forces exerted upon them cause the shaft to bend. In other words, we may say that a shaft is used for the transmission of torque and bending moment. The various stresses are induced in the shaft by means of torque or bending.

Shafts are usually cylindrical, but may be square or even shaped as desired. They are usually constructed of uniform circular shafts or tapered shafts.

50

Top

634 8. Textbook of Machine Design

The pulley drives the power through a belt to another pulley of equal diameter vertically below the pulley A. The ratio of tension T_1/T_2 is equal to 2.5. The gear and the pulley weight 600 N and 2700 N respectively. The permissible stress stress for the material of the shaft may be taken as 65 MPa. Assuming the weight of the shaft to be negligible in comparison with the other loads, determine its diameter. Take stress and fatigue factors for bending and torsion as 2 and 1.5 respectively.

Solution: Given: $P = 30 \text{ kW} = 30 \times 10^3 \text{ W}$, $N = 150 \text{ rpm}$, $T_1/T_2 = 2.5$, $W_g = 600 \text{ N}$, $W_p = 2700 \text{ N}$, $\tau = 65 \text{ MPa} = 65 \text{ N/mm}^2$, $K_s = 3$, $K_t = 1.5$, $D_g = 750 \text{ mm}$ or $R_g = 375 \text{ mm}$, $D_p = 1250 \text{ mm}$ or $R_p = 625 \text{ mm}$.

We know that torque transmitted by the shaft,

$$T = \frac{P \times 60}{2\pi N} = \frac{30 \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 150} = 1273 \text{ N-m} = (1273 \times 10^3) \text{ N-mm}$$

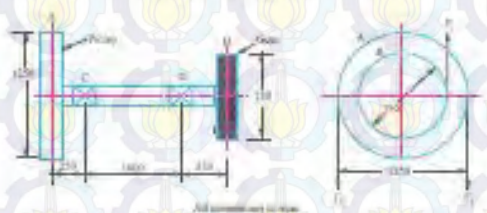


Fig. 18.10

i.e. T_1 and $T_2 =$ Tension in the tight side and slack side of the belt on pulley A.

Since the torque on the pulley is same as that of shaft, i.e. $1273 \times 10^3 \text{ N-mm}$, therefore

$$(T_1 - T_2) R_p = 1273 \times 10^3 \quad \text{or} \quad T_1 - T_2 = 1273 \times 10^3 / 625 = 2037 \text{ N} \quad \dots (1)$$

Since $T_1/T_2 = 2.5$ or $T_1 = 2.5 T_2$ therefore

$$2.5 T_2 - T_2 = 2037 \quad \text{or} \quad T_2 = 2037 / 1.5 = 1358 \text{ N} \quad \dots \text{From equation (1)}$$

and $T_1 = 2.5 \times 1358 = 3395 \text{ N}$

\therefore Total vertical load acting downwards on the shaft at C

$$= T_1 + T_2 + W_p = 3395 + 1358 + 2700 = 7453 \text{ N}$$

Assuming that the torque on the gear D is same as that of the shaft, therefore the tangential force acting tangentially upward on the gear D,

$$F_t = \frac{T}{R_g} = \frac{1273 \times 10^3}{375} = 3395 \text{ N}$$

Since the weight of gear D ($W_g = 600 \text{ N}$) acts vertically downwards, therefore the total vertical load acting upward on the shaft at D,

$$= F_t - W_g = 3395 - 600 = 2795 \text{ N}$$

Now let us find the reactions at the bearings C and D. Let R_C and R_D be the reactions at C and D respectively. A free-body diagram will show that the reaction R_C will act upward while the reaction R_D act downwards as shown in Fig. 18.11.

Taking moments about O_2 we get:

$$R_{2x} = 1000 = 745.5 + 1250 + 2400 + 250 = 4245.5 \text{ N}$$

$$R_{2y} = 10.2 + 104 + 1250 + 10,200 \text{ N}$$

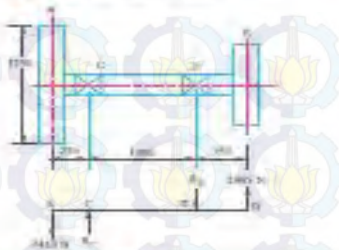


Fig. 16.17

For the equilibrium of the shaft:

$$R_{2x} = 745.5 + R_{1x} = 2400 + 10,200 + 2400 = 15,745.5 \text{ N}$$

$$R_{2y} = 10,200 + 745.5 + 2400 \text{ N}$$

We know that R.M. at A and B:

$$\text{At A, at C} = 745.5 \times 250 = 186,375 \text{ N-mm}$$

$$\text{At A, at D} = 2400 \times 350 = 840,000 \text{ N-mm}$$

We also find the bending moment in the shaft at C:

$$\therefore \text{At C, at D} = 186,375 + 745.5 \times 100 = 260,925 \text{ N-mm}$$

We also find the equivalent twisting moment:

$$T_e = \sqrt{M^2 + (T/2)^2} = \sqrt{(260,925)^2 + (186,375)^2}$$

$$= \sqrt{2 \times 186,375 \times 10^3} = 1.9 \times 10^5 \text{ N-mm}$$

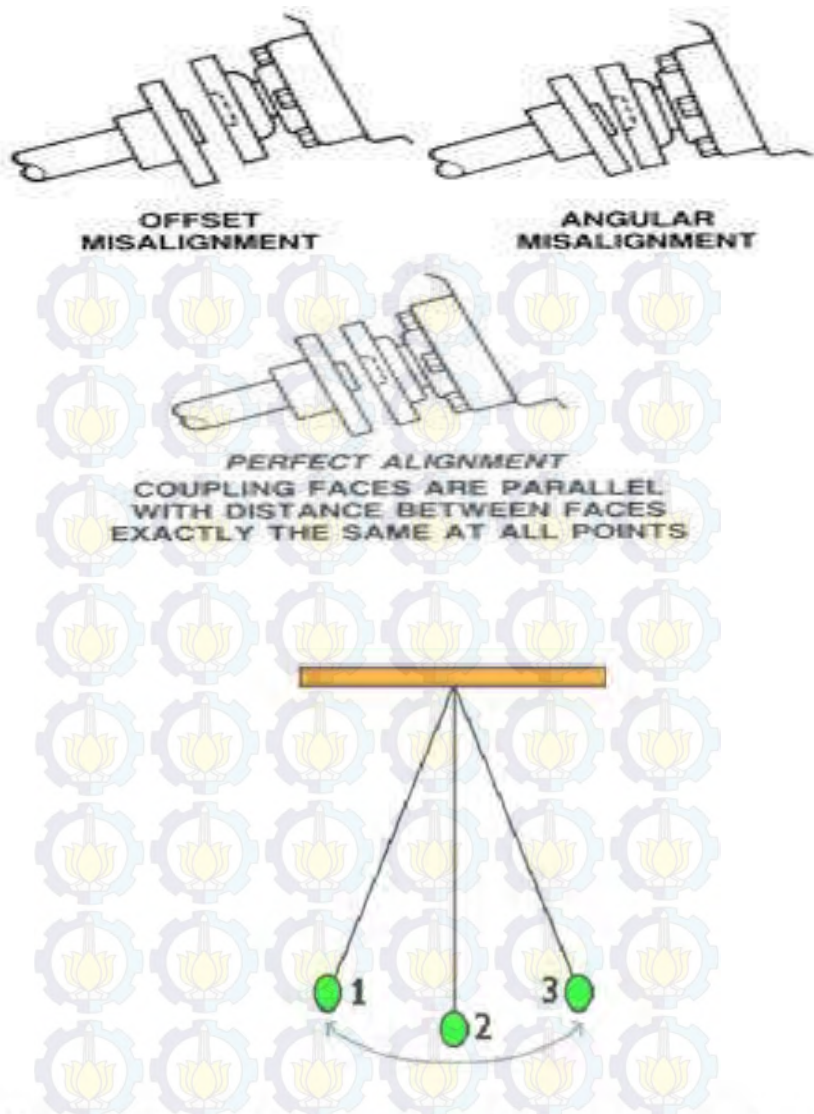
We also know that equivalent twisting moment (T_e):

$$1.9 \times 10^5 = 10^3 \times \frac{\pi}{32} \times d^3 \times \tau = \frac{\pi}{32} \times 10 \times d^3 \times 12.5 \times 10^6$$

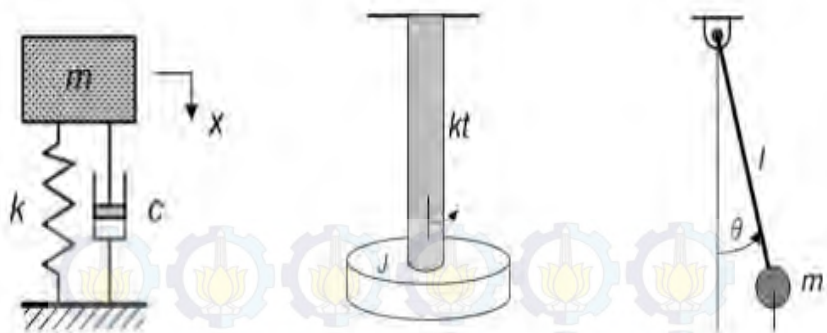
$$d^3 = 4.197 \times 10^3 / 12.57 = 334.137$$

$$d = 69.4 \text{ mm} \quad \therefore \text{Use } 70 \text{ mm}$$

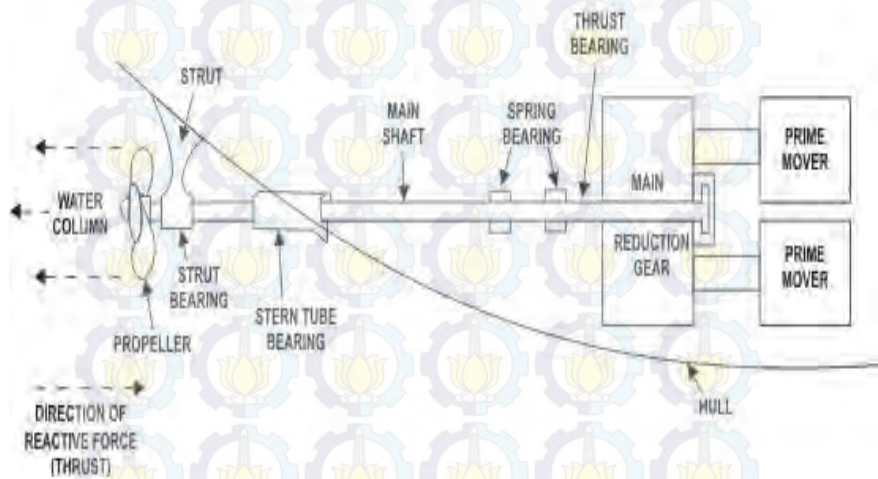
Example 16.15. A horizontal shaft of 100 mm diameter is supported by two bearings, A at the left and B at the right and has two gears, C and D, fixed at distances of 250 mm and 400 mm respectively from the centre line of the left and right bearings. The pitch diameter of the gear C is 400 mm and that of gear D is 200 mm. The distance between the centre line of the bearings is 2400 mm. The shaft



Gambar 1. Getaran adalah gerak bolak – balik di sekitar titik setimbang;
 2 = titik setimbang ; 1 dan 3 = titik terjauh (Amplitudo);



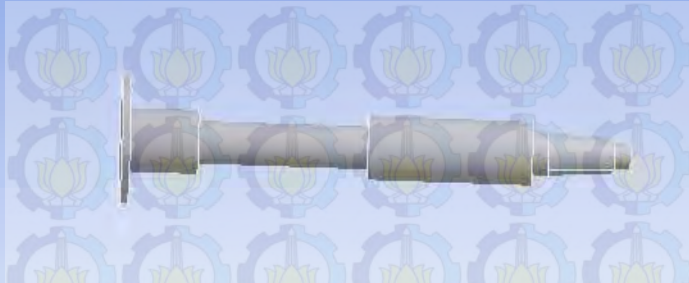
GENERAL PRINCIPLE OF GEARED SHIP PROPULSION



Geometry

1/12/2016 7:27 PM

ANSYS
14.0



ANSYS
14.0

B: Harmonic Response

Force 2

Frequency: 0. Hz

1/12/2016 7:28 PM

ANSYS

14.0

Force 2: 1.7614×10^5 N
Components: -3.6128×10^{-5} , -1.7614×10^5 , 0. N



B: Harmonic Response

Fixed Support

Frequency: 0. Hz

1/12/2016 7:30 PM

ANSYS

14.0

Fixed Support



B: Harmonic Response

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Frequency: 12.5 Hz

Phase Angle: 0. °

Unit: MPa

1/12/2016 7:30 PM

ANSYS

14.0

15.561 Max

13.832

12.103

10.374

8.6452

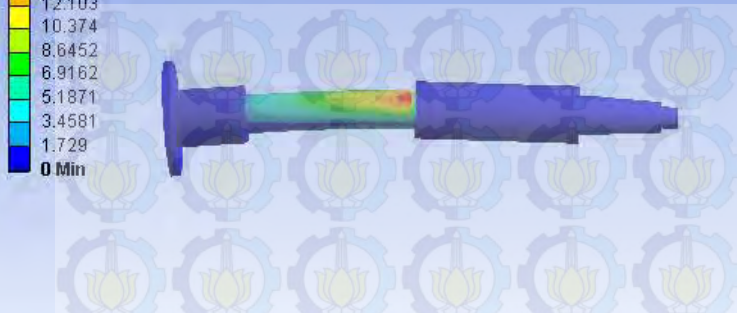
6.9162

5.1871

3.4581

1.729

0 Min



B: Harmonic Response

Total Deformation

Type: Total Deformation

Frequency: 12.5 Hz

Phase Angle: 0. °

Unit: mm

1/12/2016 7:32 PM

ANSYS

14.0

1.0386 Max

0.92317

0.80778

0.69238

0.57698

0.46159

0.34619

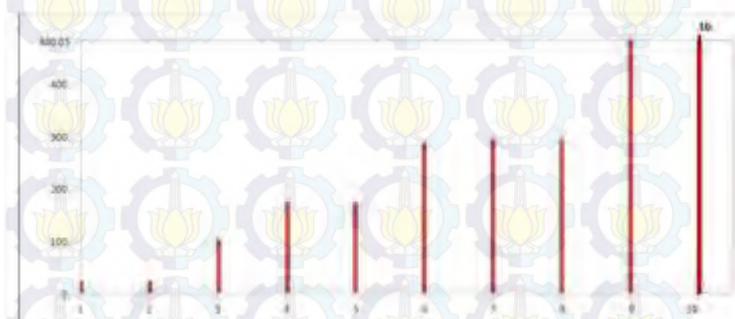
0.23079

0.1154

0 Min



	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Frequency [Hz]
1	1.	22.411
2	2.	22.438
3	3.	101.24
4	4.	171.52
5	5.	171.83
6	6.	284.48
7	7.	291.86
8	8.	292.59
9	9.	479.23
10	10.	480.05



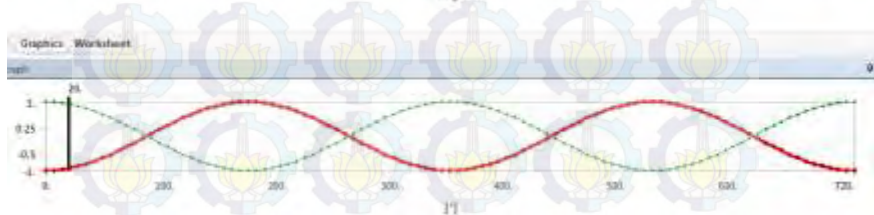
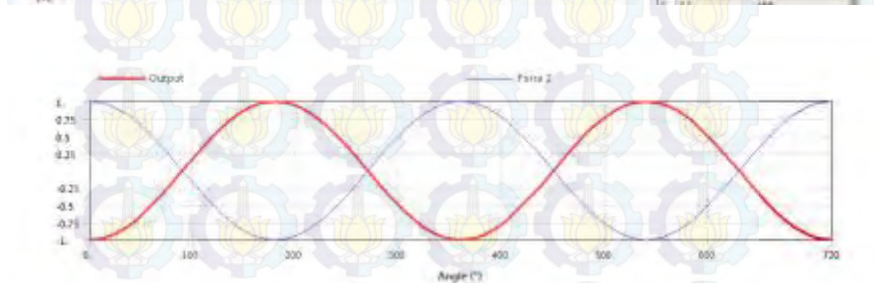
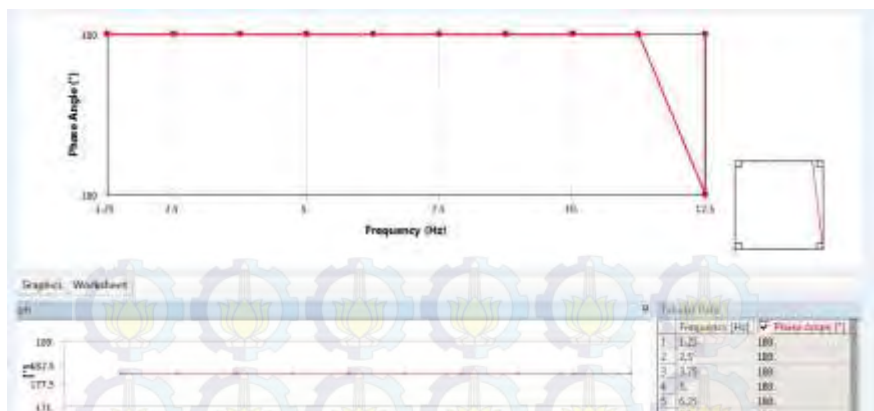
Gambar 4.7.2. Frekuensi Natural Poro kondisi tidak Lurus

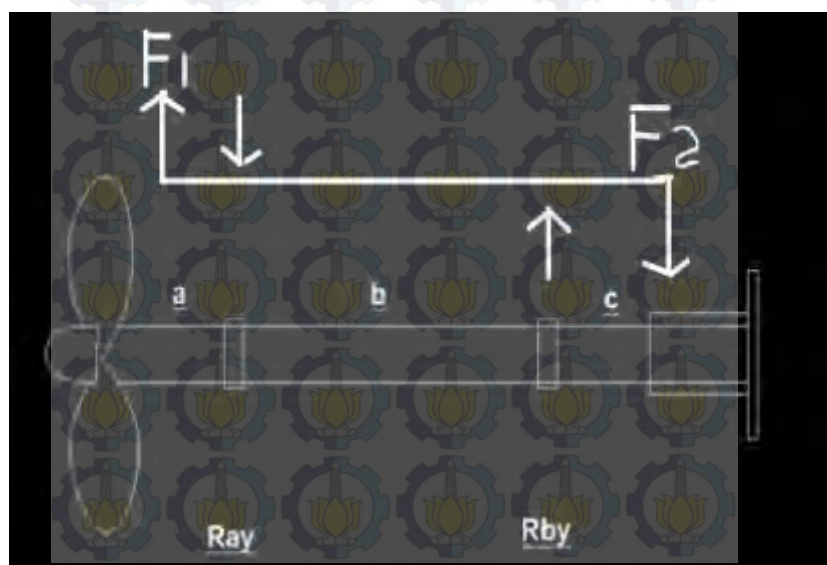
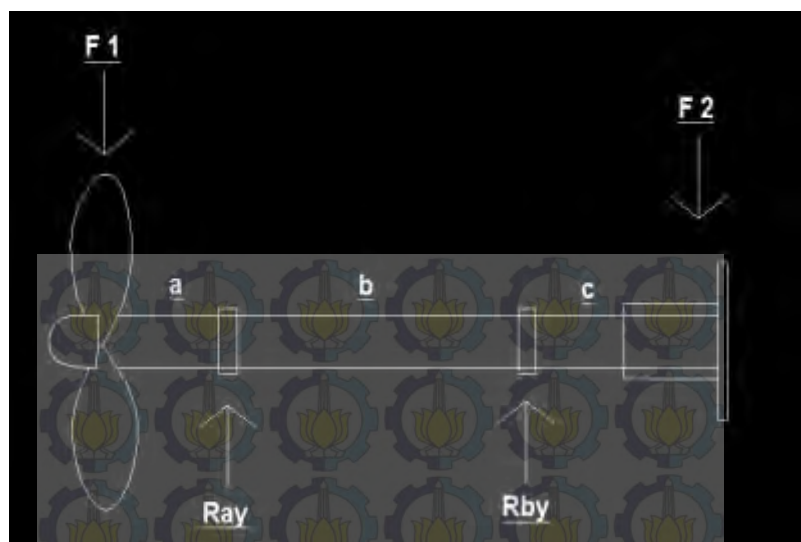
	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Frequency [Hz]
1	1.	22.024
2	2.	22.044
3	3.	98.342
4	4.	168.88
5	5.	169.14
6	6.	283.07

Gambar 4.8.1 Frekuensi Natural Poro kondisi tidak Lurus



Gambar 4.8.2 Frekuensi Natural Poro kondisi tidak Lurus





BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Kertosono pada 31 Agustus 1988 dengan nama Margalando Mardha Supha yang merupakan anak Ke empat dari empat bersaudar dari pasangan B.Sumartono M.S dan Elly Winarsih pendidikan Formal yakni SDN Medaeng III, Medaeng Penulis telah menempuh SMP Pancasila, Waru, penulis juga telah menempuh SMA Kemala Bhayangkari 1, Surabaya, dan pendidikan terakhir D3 Politeknik perkapalan negeri surabaya-ITS dan sekarang melanjutkan pendidikannya di ITS surabaya melalui program lintas jalur mengambil jurusan Teknik Sistem Perkapalan pada tahun 2013 dan terdaftar dengan NRP 4213105002. Penulis menyelesaikan studi Strata-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS

